

## ⑫ 公開特許公報(A)

平2-19695

⑮ Int. Cl.<sup>3</sup>

F 04 D 29/16

識別記号

庁内整理番号

7532-3H

⑬ 公開 平成2年(1990)1月23日

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全4頁)

⑭ 発明の名称 遠心式ポンプ

⑯ 特 願 昭63-169684

⑰ 出 願 昭63(1988)7月7日

⑱ 発 明 者 田 中 晋 介 大阪府枚方市中宮大池1丁目1番1号 久保田鉄工株式会社枚方製造所内

⑲ 出 願 人 久保田鉄工株式会社 大阪府大阪市浪速区敷津東1丁目2番47号

⑳ 代 理 人 弁理士 鈴江 孝一 外1名

## 明 細 書

## 1. 発明の名称

遠心式ポンプ

## 2. 特許請求の範囲

(1) 主軸に固着されてケーシング内で回転する羽根車の前後と前記ケーシングの間に前記主軸および羽根車の軸線に垂直な摺動面を有するライナリングを設けたことを特徴とする遠心式ポンプ。

## 3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は遠心式ポンプに係り、特に羽根車とケーシングの間に設けられているライナリングを改良した遠心式ポンプに関する。

(従来技術)

従来から、第5図に示すように、遠心式ポンプ(うず巻ポンプ)Aにおいては、主軸Bの先端部に固着されてケーシングD内で回転する羽根車Eの前後とケーシングDの間に、主軸Bおよび羽根

車Eの軸線Cに平行な摺動面Fを有するライナリングF1、F2を設けたものが知られている。

このように、羽根車Eの前後にライナリングF1、F2を設けるとともに、羽根車Eの後シュラウドe1の基部につりあい穴gを貫通形成することで、羽根車Eの吸込側X1と背面側X2の圧力をバランスさせて羽根車Eの回転によって生じる軸スラストを受けるように構成している。

(発明が解決しようとする課題)

しかし、前記従来技術の遠心式ポンプAでは、ライナリングF1、F2の摺動面Fが主軸Bおよび羽根車Eの軸線Cに平行であるため、ポンプの運転時において生じる径方向の僅かな振れによって、羽根車EとライナリングF1、F2の間に当りを生じ、その結果、ライナリングF1、F2が摩耗して羽根車EとライナリングF1、F2の間に形成されている隙間が大きくなる。

また、流体に混入している微細な異物が前記隙間に侵入することによって、ライナリングF1、F2が摩耗して隙間を大きくする。

このように、隙間が大きくなると、ライナリングF1、F2の流体絞り機能が変動し、羽根車Eの吸込側X1と背面側X2の圧力バランスがくずれて不必要に大きい軸スラストが負荷され、ポンプ能力を低下させる一因になる。したがって、ライナリングF1、F2を比較的高い頻度で交換しなければならない不都合があった。

本発明はこのような事情に鑑みなされたもので、ライナリングに摩擦を生じて流体絞り機能が変動したとしても、羽根車の吸込側と背面側の圧力バランス、つまり羽根車の前面と後面の圧力バランスを保持して、軸スラストが負荷される不都合を回避することができる遠心式ポンプを提供することを目的とする。

(課題を解決するための手段)

前記目的を達成するために本発明は、主軸に固着されてケーシング内で回転する羽根車の前後と前記ケーシングの間に前記主軸および羽根車の軸線に垂直な摺動面を有するライナリングを設けたものである。

た軸スラスト0の位置で羽根車は回転を続けるものである。

(実施例)

以下、本発明の実施例を図面に基いて説明する。

第1図は要部を拡大して示す半断面図であり、図において主軸1の先端部にはキー2を介して主軸1から回転力が伝達されてケーシング3内で回転する羽根車4が羽根車ナット5により一体に固着されている。

ケーシング3はケーシング本体3Aと、このケーシング本体3Aの後端に着脱可能に取付けられたケーシングカバー3Bとからなり、羽根車4の前後とケーシング3の間にそれぞれライナリング8、81を設けている。

前部ライナリング8はケーシング側ライナリング8Aと羽根車側ライナリング8Bとからなり、ケーシング側ライナリング8Aはケーシング本体3Aの径内後端部、つまり吸込口7の後端部に取付けられ、その後端に主軸1および羽根車4の軸線Cに

(作用)

本発明によれば、運転中のアンバランスによって生じる軸スラスト或いは径方向の軸振れ等が起因して、例えば羽根車前部のライナリングに摩擦を生じて隙間が大きくなると、羽根車の前面に作用する圧力分布が低下して羽根車の後面に作用する圧力分布よりも小さくなり、羽根車は前方向の軸スラストによって前方に移動し、羽根車後部のライナリングの隙間を大きくして背面の圧力分布を低下させる。そして、羽根車の前面と背面に作用する圧力分布がバランスした軸スラスト0の位置で羽根車は回転を続ける。

また、羽根車後部のライナリングに摩擦を生じて隙間が大きくなると、羽根車の背面に作用する圧力分布が低下して羽根車の前面に作用する圧力分布よりも小さくなり、羽根車は後方向の軸スラストによって後方に移動し、羽根車前部のライナリングの隙間を大きくして前面の圧力分布を低下させる。そして、前述の場合と同様の理由で羽根車の前面と背面に作用する圧力分布がバランスし

垂直な摺動面8aを有しており、羽根車側ライナリング8Bは羽根車4の前シュラウド4a前端部に取付けられ、その前端に前記軸線Cに垂直で小さい隙間8Aを存して前記摺動面8aに対向する摺動面8bを有している。

後部ライナリング81は羽根車側ライナリング81Aとケーシング側ライナリング81Bとからなり、羽根車側ライナリング81Aは羽根車4の後シュラウド4bの基部に取付けられ、その後端に前記軸線Cに垂直な摺動面81aを有しており、ケーシング側ライナリング81Bはケーシングカバー3Bの前面に取付けられ、その前端に前記軸線Cに垂直で小さい隙間8Bを存して前記摺動面81aに対向する摺動面81bを有している。図中9はつりあい穴、10は軸スリーブを示す。

つぎに前記構成の作用について説明する。

ライナリング8、81の摺動面8a、8b、81a、81bに摩擦が生じていない状態、つまり摺動面8a、8bと81a、81bがそれぞれ所定の小さい隙間8A、8Bを存して対向し、これらが適正な流体絞り機能を発揮

している場合は、ライナリング8,81によって吸込側X1から隔離されている吐出側X2において、羽根車4の前面には、第2図において矢印群Aで示す分布状態の圧力が負荷され、羽根車4の後面には矢印群Bで示す分布状態の圧力、つまり前記矢印群Aと大きさが略等しく、反対方向の圧力が背圧として負荷される。したがって、羽根車4の前面と背面の圧力分布のバランス状態が保持されて羽根車4の回転によって生じる軸スラストを受ける。

今、運転中のアンバランスによって生じる軸スラスト或いは径方向の軸振れ等が起因して、例えば前部ライナリング8を構成するケーシング側のライナリング8Aの摺動面8aと羽根車側のライナリング8Bの摺動面8bが摺接したり、或いは隙間8Aに異物が侵入することにより摩擦を生じ、隙間8Aが大きくなると、高圧の吐出側X2から低圧の吸込側X1への漏洩量が増加し、羽根車4の前面の圧力が低下して、羽根車4前後の圧力分布は、第3図の矢印群A,Bで示す状態になる。即ち、圧力分布の

羽根車4前後の圧力分布は第4図の矢印群A,Bで示す状態になる。即ち、圧力分布のアンバランスによって羽根車4には後方向の軸スラストが負荷され、この軸スラストによって羽根車4を後方に移動させる。そのために、後部ライナリング81の隙間8Bが小さくなり、逆に前部ライナリング8の隙間8Aが大きくなって高圧の吐出側X2から低圧の吸込側X1への漏洩量が増加し、羽根車4の前面の圧力分布を低下させる。その結果、羽根車4の背面と前面に作用する圧力分布がバランスした軸スラスト0の位置で羽根車4の軸移動が停止して回転することになる。

このように、羽根車4の前面と背面の圧力分布がバランスする位置を自動的に位置決めして好適な大きさの隙間8A,8Bを存して羽根車4を回転させることができるので、ライナリング8,81の摺動面8a,8b,81a,81bの摩擦を大幅に軽減できる。

また羽根車4の前面と背面の圧力分布がバランスすることで、軸スラストが0になり、たとえ、運転中において軸スラストが発生したとしても、

アンバランスによって羽根車4には前方向の軸スラストが負荷され、この軸スラストによって羽根車4を前方に移動させる。そのために、前部ライナリング8の隙間8Aが小さくなり、逆に後部ライナリング81の隙間8Bが大きくなる。つまり、羽根車側ライナリング81Aの摺動面81aとケーシング側ライナリング81Bの摺動面81bの隙間8Bが大きくなり、高圧の吐出側X2からつりあい穴9を介して低圧の吸込側X1に連通している部分への漏洩量が増加し、羽根車4の背面の圧力分布を低下させる。その結果、羽根車4の前面と背面に作用する圧力分布がバランスした軸スラスト0の位置で羽根車4の軸移動が停止して回転することになる。

また、後部ライナリング81を構成する羽根車側ライナリング81Aの摺動面81aとケーシング側ライナリング81Bの摺動面が摺接したり、或いは隙間8Bに異物が侵入して摩擦を生じ、隙間8Bが大きくなると、高圧の吐出側X2からつりあい穴9を介して低圧の吸込側X1に連通している部分への漏洩量が増加し、羽根車4の背面の圧力が低下して、

前述の自動的な位置決め調整によって軸スラストを0の状態に回復させることができるので、實際上スラスト軸受の不要化またはスラスト軸受の小形化を達成できる。

(発明の効果)

以上説明したように本発明によれば主軸に固着されてケーシング内で回転する羽根車の前後と前記ケーシングの間に前記主軸および羽根車の軸線に垂直な摺動面を有するライナリングを設けた構成としているので、従来のように、ライナリングの隙間が大きくなることで流体絞り機能が変動し、羽根車の前面と背面の圧力で分布のバランスがくずれて不必要に大きい軸スラストが負荷され、ポンプ能力を低下させる一因を回避できる。また、運転中のアンバランスによって軸スラストが発生したとしても、自動的に羽根車の前面と背面の圧力分布をバランスさせて軸スラストを0の状態にすることができるから、ライナリングの摩擦を大幅に軽減してライナリングの延命化を達成できるとともに、軸スラストを0の状態に運転で

きることによりスラスト軸受の不要化または小形化を実現できる効果を有する。

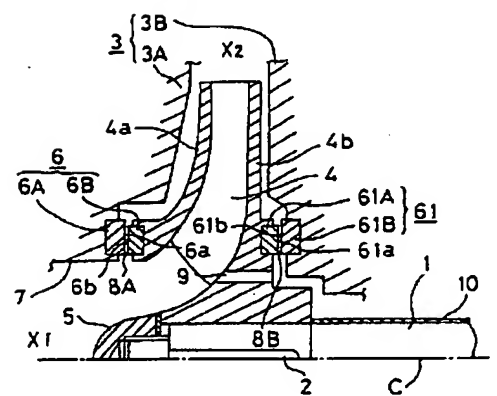
#### 4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明に係る遠心式ポンプの一実施例の要部を示す拡大半載断面図、第2図は通常運転時に羽根車に作用する圧力分布を示す説明図、第3図は前部ライナリング摩耗時の圧力分布を示す説明図、第4図は後部ライナリング摩耗時の圧力分布を示す説明図、第5図は従来例の縦断側面図である。

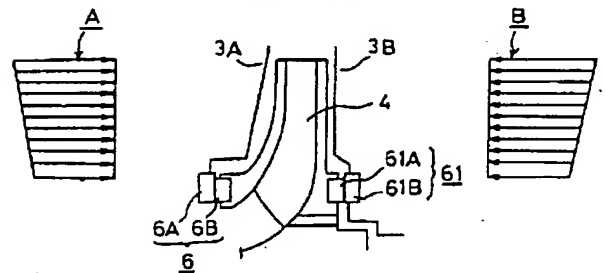
- 1 … 主軸
- 3 … ケーシング
- 4 … 羽根車
- 8, 81 … ライナリング
- 8a, 8b, 81a, 81b … 摺動面
- C … 軸線

特許出願人 久保田鉄工株式会社  
代理人 弁理士 鈴 江 孝 一

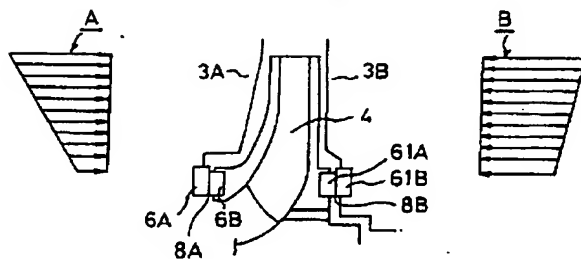
第1図



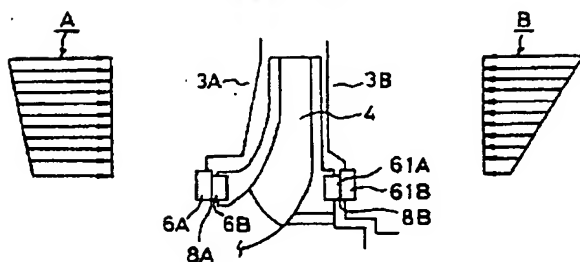
第2図



第3図



第4図



第5図

